

# Document made available under the Patent Cooperation Treaty (PCT)

International application number: PCT/EP04/014022

International filing date: 09 December 2004 (09.12.2004)

Document type: Certified copy of priority document

Document details: Country/Office: DE  
Number: 103 60 055.8  
Filing date: 22 December 2003 (22.12.2003)

Date of receipt at the International Bureau: 02 May 2005 (02.05.2005)

Remark: Priority document submitted or transmitted to the International Bureau in compliance with Rule 17.1(a) or (b)



World Intellectual Property Organization (WIPO) - Geneva, Switzerland  
Organisation Mondiale de la Propriété Intellectuelle (OMPI) - Genève, Suisse



**Prioritätsbescheinigung über die Einreichung  
einer Patentanmeldung**

**Aktenzeichen:** 103 60 055.8

**Anmeldetag:** 22. Dezember 2003

**Anmelder/Inhaber:** Voith Turbo GmbH & Co KG, 89522 Heidenheim/DE

**Bezeichnung:** Hydrodynamische Kupplung

**IPC:** F 16 D 33/16

**Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.**

München, den 25. Februar 2005  
**Deutsches Patent- und Markenamt**  
**Der Präsident**  
Im Auftrag

Dzierzon

## Hydrodynamische Kupplung

Die Erfindung betrifft eine hydrodynamische Kupplung und insbesondere die Leitungsführung für Arbeitsmedium innerhalb der hydrodynamischen Kupplung.

Hydrodynamische Kupplungen sind bekannt. Ein besonderer Einsatzbereich liegt auf dem Gebiet der Turbocompoundsysteme, bei welchen in einem Antriebsstrang eine Abgasnutzturbine im Abgasstrom eines Verbrennungsmotors angeordnet ist und in einer Triebverbindung mit der Kurbelwelle steht. In die Triebverbindung zwischen der Abgasnutzturbine und der Kurbelwelle ist in solchen Systemen vorteilhaft eine hydrodynamische Kupplung zur Leistungs- beziehungsweise Drehmomentübertragung geschaltet. Wenn das Primärrad einer solchen hydrodynamischen Kupplung von der Abgasnutzturbine angetrieben wird, treibt dieses über den Arbeitsmediumströmungskreislauf im Arbeitsraum der hydrodynamischen Kupplung das Sekundärrad der hydrodynamischen Kupplung an, welches in der Regel über ein geeignetes Getriebe mit der Kurbelwelle verbunden ist. Dieser erste Antriebsmodus wird auch als Turbokupplungsmodus bezeichnet.

Sofern die hydrodynamische Kupplung mit einem Mittel zum drehfesten Verriegeln des Primärrades ausgestattet ist, kann die hydrodynamische Kupplung in einem zweiten Modus – Retardermodus – zum Abbremsen der Kurbelwelle verwendet werden. In diesem Modus wird das Sekundärrad von der Kurbelwelle angetrieben, das Primärrad drehfest verriegelt, beispielsweise mittels einer Lamellenkupplung, und durch Drehmomentübertragung von dem Sekundärrad auf das Primärrad die Kurbelwelle abgebremst. Aufgrund dessen, dass in einem Fall (Turbokupplungsmodus) das Primärrad und im anderen Fall (Retardermodus) das Sekundärrad angetrieben wird, ist die Strömungsrichtung des Arbeitsmediumkreislaufes in den beiden Fällen entgegengesetzt. Dadurch variiert die Richtung des Axialschubs, was bei der Auslegung der Lager und der Wellendichtungen berücksichtigt werden muss.

Ferner sind die Drehzahlbereiche im Turbokupplungsmodus und im Retardermodus unterschiedlich. Insgesamt ergibt sich üblicherweise ein Drehzahlbereich zwischen 4000 Umdrehungen pro Minute und 12000 Umdrehungen pro Minute. Die Zulauf- und Ablaufdichtungen, das heißt die Dichtungen, mit welchen die

arbeitsmediumzuführenden Kanäle und die arbeitsmediumabführenden Kanäle abgedichtet sind, werden in diesem Drehzahlbereich betrieben. Bei allen Relativabdichtungen, das heißt bei Abdichtungen zwischen Bauteilen, von denen sich das eine mit einer anderen Drehzahl dreht als das andere und von denen sich das eine dreht und das andere nicht dreht, besteht insbesondere das Problem, dass zwei ausgeprägte Betriebsbereiche vorliegen. Daher werden die Relativabdichtungen herkömmlich in Form einer aufwendigen Gleitringdichtung ausgeführt. Eine solche Gleitringdichtung ist vergleichsweise teuer und störungsanfällig.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine hydrodynamische Kupplung, insbesondere für einen Einsatz in einem Turbocompoundsystem, anzugeben, welche gegenüber dem Stand der Technik verbessert ist. Insbesondere soll die erfindungsgemäße hydrodynamische Kupplung mit weniger Gleitringdichtungen auskommen.

Die erfindungsgemäße Aufgabe wird durch eine hydrodynamische Kupplung mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst. Anspruch 8 beschreibt einen entsprechenden erfindungsgemäßen Antriebsstrang. Die Unteransprüche beschreiben besonders vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung.

Die erfindungsgemäße hydrodynamische Kupplung zeichnet sich dadurch aus, dass in einer Antriebswelle, welche das Primärrad antreibt, ein Zufuhrkanal zum Zuführen von Arbeitsmedium in den Arbeitsraum und ein Abfuhrkanal zum gleichzeitigen Abführen von Arbeitsmedium aus dem Arbeitsraum ausgebildet ist. Selbstverständlich können auch mehrere Zufuhrkanäle und mehrere Abfuhrkanäle vorgesehen sein. Insbesondere kommt ein zentraler Zufuhrkanal und mehrere diesen zentralen Zufuhrkanal umschließende Abfuhrkanäle in Betracht.

Durch das Vorsehen von Zufuhrkanälen bzw. Abfuhrkanälen innerhalb der Antriebswelle laufen alle Kanäle mit der gleichen Drehzahl um, so dass gegenüber herkömmlichen Ausführungen, bei welchen die zuführenden Kanäle in einem Bauteil mit einer ersten Drehzahl und die abführenden Kanäle in einem Bauteil mit einer zweiten Drehzahl ausgebildet waren und entsprechend einzeln gegenüber stationären Bauteilen abgedichtet werden mussten, wenigstens eine aufwendige Gleitringdichtung

wegfallen kann. Stattdessen kann eine einfachere Spaltdichtung zwischen dem Zu- und Ablauf ermöglicht werden.

Der oder die Zufuhrkanäle und der oder die Abfuhrkanäle verlaufen vorteilhaft zumindest über einen vorgegebenen Abschnitt in axialer Richtung in der Antriebswelle. Der oder die Abfuhrkanäle sind vorteilhaft radial außerhalb des oder der Zufuhrkanäle angeordnet. Zum einen kann dadurch die Abdichtung zwischen den Kanälen besonders einfach ausgeführt werden, zum anderen können die radial außen angeordneten Abfuhrkanäle in einem Bereich des größeren Umfangs des Arbeitsraums der hydrodynamischen Kupplung münden und die radial inneren Zufuhrkanäle in einem Bereich des Arbeitsraum, welcher auf einem radial weiter innen liegenden gelegen ist. Insbesondere kommt für diese radial inneren Mündungen ein Bereich zwischen dem radial inneren Umfang und dem Umfang der mittleren Höhe des Arbeitsraums in Betracht. Insbesondere wird das Arbeitsmedium direkt in das Zentrum, d. h. dem Bereich des Mittelpunkts der Kreislaufströmung, in das sogenannte Retarderauge geleitet.

Diese Positionierung der Mündungen auf vorgegebenen Höhen des Arbeitsraumes ist insbesondere dann günstig, wenn die hydrodynamische Kupplung sowohl im Turbokupplungsmodus als auch im Retardermodus betrieben wird. Im Retarderbetrieb ist nämlich infolge der hohen Wärmeentwicklung im Arbeitsraum ein großer Durchsatz von Arbeitsmedium erforderlich, um die entstandene Wärme mit dem Arbeitsmedium abzuführen. Durch die am äußeren Umfang vorgesehenen Abfuhrkanäle, deren Öffnungen der Strömungsrichtung des Arbeitsmediumkreislaufes am äußeren Umfang des Arbeitsraumes im Retarderbetrieb entgegenstehen, strömt aufgrund ihrer Ausrichtung entgegen der hier vorliegenden Meridianströmungsrichtung ein erheblicher Teil des Arbeitsmediums direkt aus dem Arbeitsraum heraus. Im Turbokupplungsbetrieb hingegen, in welchem sich das Arbeitsmedium infolge des geringeren Schlupfes (dieser beträgt im Retarderbetrieb 100 Prozent, im Turbokupplungsbetrieb vorteilhaft 3 bis 5 Prozent) weitaus geringer erwärmt, ist ein geringerer Durchsatz von Arbeitsmedium durch die hydrodynamische Kupplung erforderlich. Da sich in diesem Fall die Meridianströmung umkehrt, fließt der größte Teil des Arbeitsmediums über die radial außenliegenden, jetzt in Richtung der Arbeitsmediumströmung ausgerichteten

Öffnungen der Auslasskanäle hinweg, und ein entsprechend geringer Durchsatz ergibt sich.

Die Erfindung soll nachfolgend anhand eines Ausführungsbeispiels näher erläutert werden.

Es zeigen:

Figur 1 ein Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemäßen hydrodynamischen Kupplung in einer längsgeschnittenen Ansicht;

Figur 2 eine quergeschnittene Ansicht entlang der Schnittlinie B – B aus der Figur 1;

Figur 3 eine quergeschnittene Ansicht entlang der Schnittlinie A – A aus der Figur 1;

Figur 4 die Anordnung einer erfindungsgemäßen hydrodynamischen Kupplung in einem Antriebsstrang eines Turbocompoundsystems.

Im gezeigten Axialschnitt in der Figur 1 erkennt man das Primärrad 1, welches auf der Antriebswelle 4 angeordnet ist. Im einzelnen ist das Primärrad 1 stirnseitig derart an die Antriebswelle 4 angeschraubt und abgedichtet, dass die stirnseitige Kontur der Antriebswelle 4 einen Teil des Endabschnittes des Zufuhrkanals 5 bildet, welcher im Bereich des Umfanges 3.2 im Zentrum des Arbeitsraumes 3 mündet. Zusätzlich verläuft der Zufuhrkanal 5 über der Längsachse der Antriebswelle 4 in Längsrichtung und ist dabei als Durchgangsbohrung ausgebildet. Dies hat den Vorteil, dass durch den Axialabschnitt des Zufuhrkanals 5 die gezeigten Schrauben, mit welchem das Sekundärrad stirnseitig auf der Welle 7 angeschraubt ist, verschraubt beziehungsweise gelöst werden können.

Radial außerhalb des Zufuhrkanals 5 ist in der Antriebswelle 4 eine Vielzahl von Abfuhrkanälen 6 zum Abführen von Arbeitsmedium aus dem Arbeitsraum 3 der hydrodynamischen Kupplung ausgebildet. Oberhalb der Längsachse erkennt man einen

solchen Abfuhrkanal 6 im Querschnitt. Die Vielzahl der Abfuhrkanäle 6 umschließen den Zufuhrkanal 5 vollständig, wie man insbesondere in den Figuren 2 und 3 erkennen kann.

Die Abfuhrkanäle 6 weisen im wesentlichen einen Strömungsquerschnitt in Form eines Sektors eines Ringspaltes auf. Der Zufuhrkanal hingegen weist über den größten axialen Bereich einen kreisrunden Strömungsquerschnitt auf und ist erst im Bereich des Primärrades radial nach außen geführt und mündet in Form einer Vielzahl von Einlassbohrungen, welche über dem Umfang 3.2 verteilt sind, in das Zentrum des Arbeitsraumes 3.

Die Abfuhrkanäle 6 verlaufen zunächst ebenfalls, beginnend vom antriebsseitigen Ende 4.1 der Antriebswelle 4, in axialer Richtung und sind im Bereich des Primärrades 1 derart radial nach außen umgelenkt, dass sie wiederum axial im Bereich des größten Durchmessers 3.3 in den Arbeitsraum 3 münden. Dies bietet den bereits oben beschriebenen Vorteil, dass die Arbeitsmediumströmung im Retarderbetrieb direkt in die Mündungen der Auslasskanäle 6 hineingedrückt wird, was einen entsprechend großen Durchsatz durch die hydrodynamische Kupplung zur Folge hat, da im Retarderbetrieb die Strömung im Sekundärrad 2 radial nach außen beschleunigt wird und im Bereich des äußeren Umfangs 3.3 axial in das Primärrad 1 eintritt (in der Richtung von links nach rechts in der Figur 1). Im Turbokupplungsbetrieb hingegen strömt das Arbeitsmedium in der Kreislaufströmung im Bereich des äußeren Umfangs 3.3 von rechts nach links, das heißt axial aus dem Primärrad in das Sekundärrad, und ein entsprechend geringer Teil von Arbeitsmedium wird durch die Auslasskanäle 6 aufgenommen. Der größte Anteil von Arbeitsmedium strömt über die Auslassöffnungen der Abfuhrkanäle 6 hinweg, wird im Sekundärrad radial nach innen verzögert und tritt im Bereich des inneren Umfangs 3.1 des Arbeitsraums 3 wiederum axial in das Primärrad 1 ein.

Das Arbeitsmedium wird in den Zufuhrkanal 5 und aus den Abfuhrkanälen 6 über die Stirnseite 4.1 der Antriebswelle 4 geleitet. Dazu ist stirnseitig der Antriebswelle 4 ein Modul 8 mit einem zentralen Kanal 9 und einem den zentralen Kanal 9 umschließenden ringspaltförmigen Kanal 10 angeordnet. Der zentrale Arbeitsmediumkanal 9 weist zumindest im Bereich des der Antriebswelle 4 zugewandten Endes einen kreisförmigen

Strömungsquerschnitt auf, wobei der Zufuhrkanal 5 und der Arbeitsmediumkanal 9 miteinander fluchten. Aufgrund des ringspaltförmigen Querschnitts des Arbeitsmediumkanals 10 zumindest in dem Endbereich des Moduls 8, welcher der Antriebswelle 4 zugewandt ist, fluchten auch die Abfuhrkanäle 6 mit dem Arbeitsmediumkanal 10.

Eine Abdichtung des Abfuhrkanals 6 beziehungsweise des Arbeitsmediumkanals 10 gegenüber der Umgebung erfolgt mittels der Gleitringdichtung 11. Eine besondere Abdichtung des Zufuhrkanals 5 beziehungsweise des Arbeitsmediumkanals 9 ist nicht erforderlich, hier ist lediglich eine spaltförmige Abdichtung im Bereich des Anschlusses der Antriebswelle 4 gegenüber dem Modul 8 vorgesehen. Ein gewisser Leckagestrom vom Zufuhrkanal 5 beziehungsweise Arbeitsmediumkanal 9 in die Abfuhrkanäle 6 beziehungsweise den Arbeitsmediumkanal 10 ist zulässig.

Da bei herkömmlichen Ausführungen, in welchen die Zufuhr des Arbeitsmediums in den Arbeitsraum über die Antriebswelle 4 und die Abfuhr des Arbeitsmediums aus dem Arbeitsraum über die Welle 7 erfolgte, auch im Bereich des entfernt gelegenen axialen Endes der Welle 7 eine Gleitringdichtung entsprechend der Gleitringdichtung 11 vorgesehen werden musste, bietet die gezeigte Ausführung den Vorteil, dass eine Gleitringdichtung weniger notwendig ist. Dies führt zu verminderten Kosten und einer höheren Betriebssicherheit.

Beide Räder, das heißt Primärrad 1 und Sekundärrad 2, sind wie gezeigt fliegend auf den jeweiligen Wellen 4 und 7 gelagert. Dadurch können alle Lager außerhalb des Kernbereiches der hydrodynamischen Kupplung positioniert werden.

In der Figur 4 erkennt man eine hydrodynamische Kupplung 22, welche in eine Triebverbindung zwischen der Kurbelwelle KW und einer Abgasnutzturbine 21 (ANT) geschaltet ist. Die Kurbelwelle 20 wird, wie bekannt, von einem Verbrennungsmotor 20 angetrieben, und die Abgasnutzturbine 21 ist im Abgasstrom des Verbrennungsmotors 20 angeordnet, um Abgasenergie zum Antrieb der Kurbelwelle zu nutzen (Turbokupplungsbetrieb der hydrodynamischen Kupplung 22).



Im Retarderbetrieb der hydrodynamischen Kupplung 22 wird das Primärrad 1 mittels der Lamellenkupplung 23 gegen Verdrehung verriegelt, und von der Kurbelwelle auf das Sekundärrad 2 übertragenes Drehmoment wird über das Primärrad 1 und die Lamellenkupplung 23 abgeführt, so dass die Kurbelwelle gebremst wird.

## Bezugszeichenliste

- 1 Primärrad
- 2 Sekundärrad
- 3 Arbeitsraum
- 4 Antriebswelle
- 4.1 Stirnseite der Antriebswelle
- 5 Zufuhrkanal
- 6 Abfuhrkanal
- 7 Welle
- 8 Modul
- 9 Arbeitsmediumkanal
- 10 Arbeitsmediumkanal
- 11 Gleitringdichtung
- 20 Verbrennungsmotor
- 21 Abgasnutzturbine
- 22 hydrodynamische Kupplung
- 23 Lamellenkupplung

## Patentansprüche

1. Hydrodynamische Kupplung (1.1) mit einem Primärrad (1);
  - 1.2 mit einem Sekundärrad (2);
  - 1.3 das Primärrad (1) und das Sekundärrad (2) bilden miteinander einen torusförmigen Arbeitsraum (3) aus;
  - 1.4 das Primärrad (1) ist auf einer Antriebswelle (4) angeordnet oder integral mit dieser ausgebildet;  
gekennzeichnet durch das folgende Merkmal:
    - 1.5 in der Antriebswelle (4) ist mindestens ein Zufuhrkanal (5) zum Zuführen von Arbeitsmedium in den Arbeitsraum (3) und mindestens ein Abfuhrkanal (6) zum gleichzeitigen Abführen von Arbeitsmedium aus dem Arbeitsraum (3) ausgebildet.
2. Hydrodynamische Kupplung gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der mindestens eine Zufuhrkanal (5) und der mindestens eine Abfuhrkanal (6) zumindest über einen vorgegebenen Abschnitt in axialer Richtung in der Antriebswelle (4) verlaufen, wobei der mindestens eine Abfuhrkanal (6) auf einem größeren Umfang als der mindestens eine Zufuhrkanal (5) angeordnet ist.
3. Hydrodynamische Kupplung gemäß Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass der Zufuhrkanal (5) vom axialen Ende (4.1) der Antriebswelle (4), welches entfernt vom Arbeitsraum (3) gelegen ist, bis zumindest nahezu dem anderen Ende der Antriebswelle (4) in Form eines zentralen Arbeitsmediumkanals auf der Längsachse der Antriebswelle (4) ausgebildet ist und von einer Vielzahl von Abfuhrkanälen (6), welche radial außerhalb vorgesehen sind, umschlossen wird.
4. Hydrodynamische Kupplung gemäß einem der Ansprüche 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Abfuhrkanäle (6) in einem Bereich des äußeren Umfangs (3.3) in den Arbeitsraum (3) münden und der Zufuhrkanal (5) im Bereich eines mittleren Umfangs (3.2), welcher nahe der Flächenmitte zwischen dem inneren Umfang (3.1) und dem äußeren Umfang (3.3) des Arbeitsraums (3) gelegen ist, insbesondere in Form einer Vielzahl von Einlassöffnungen, in den Arbeitsraum (3) mündet.

5. Hydrodynamische Kupplung gemäß einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass das Primärrad (1) und das Sekundärrad (2) jeweils fliegend auf einer Welle (4, 7) gelagert sind.
6. Hydrodynamische Kupplung gemäß einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass das Primärrad (1) gegen Verdrehung mechanisch verriegelbar ist, so dass die hydrodynamische Kupplung bei angetriebenem Sekundärrad (2) die Funktion eines Retarders ausübt.
7. Hydrodynamische Kupplung gemäß einem der Ansprüche 2 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass an dem gegenüber dem Arbeitsraum (3) entfernt gelegenen Ende der Antriebswelle (4) stirnseitig ein Modul (8) mit einem inneren, zumindest im Bereich des Anschlusses an die Antriebswelle (4) im Querschnitt kreisförmigen oder ringspaltförmigen Arbeitsmediumkanal (9), der mit dem Zufuhrkanal (5) strömungsleitend verbunden ist, und einem äußeren, den inneren Arbeitsmediumkanal (9) umschließenden, zumindest im Bereich des Anschlusses an der Antriebswelle (4) im Querschnitt ringspaltförmigen Arbeitsmediumkanal (10), der mit dem wenigstens einen Auslasskanal (6) in der Antriebswelle (4) strömungsleitend verbunden ist, angeordnet ist.
8. Antriebsstrang, umfassend
  - 8.1 einen Verbrennungsmotor (20);
  - 8.2 eine Abgasnutzturbine (21), die im Abgasstrom des Verbrennungsmotors (20) angeordnet ist;
  - 8.3 die Abgasnutzturbine (21) ist in eine Triebverbindung mit einer Kurbelwelle, die vom Verbrennungsmotor (20) angetrieben wird, geschaltet; dadurch gekennzeichnet, dass
  - 8.4 in der Triebverbindung zwischen der Abgasnutzturbine (21) und der Kurbelwelle eine hydrodynamische Kupplung (22) gemäß einem der Ansprüche 1 bis 7 angeordnet ist, wobei das Primärrad (1) von der Abgasnutzturbine (21) antreibbar ist.

9. Antriebsstrang gemäß Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass das Primärrad (1) gegen Verdrehung mechanisch verriegelbar ist, so dass die hydrodynamische Kupplung (22) die Kurbelwelle hydrodynamisch abbremst.

## Hydrodynamische Kupplung

### Zusammenfassung

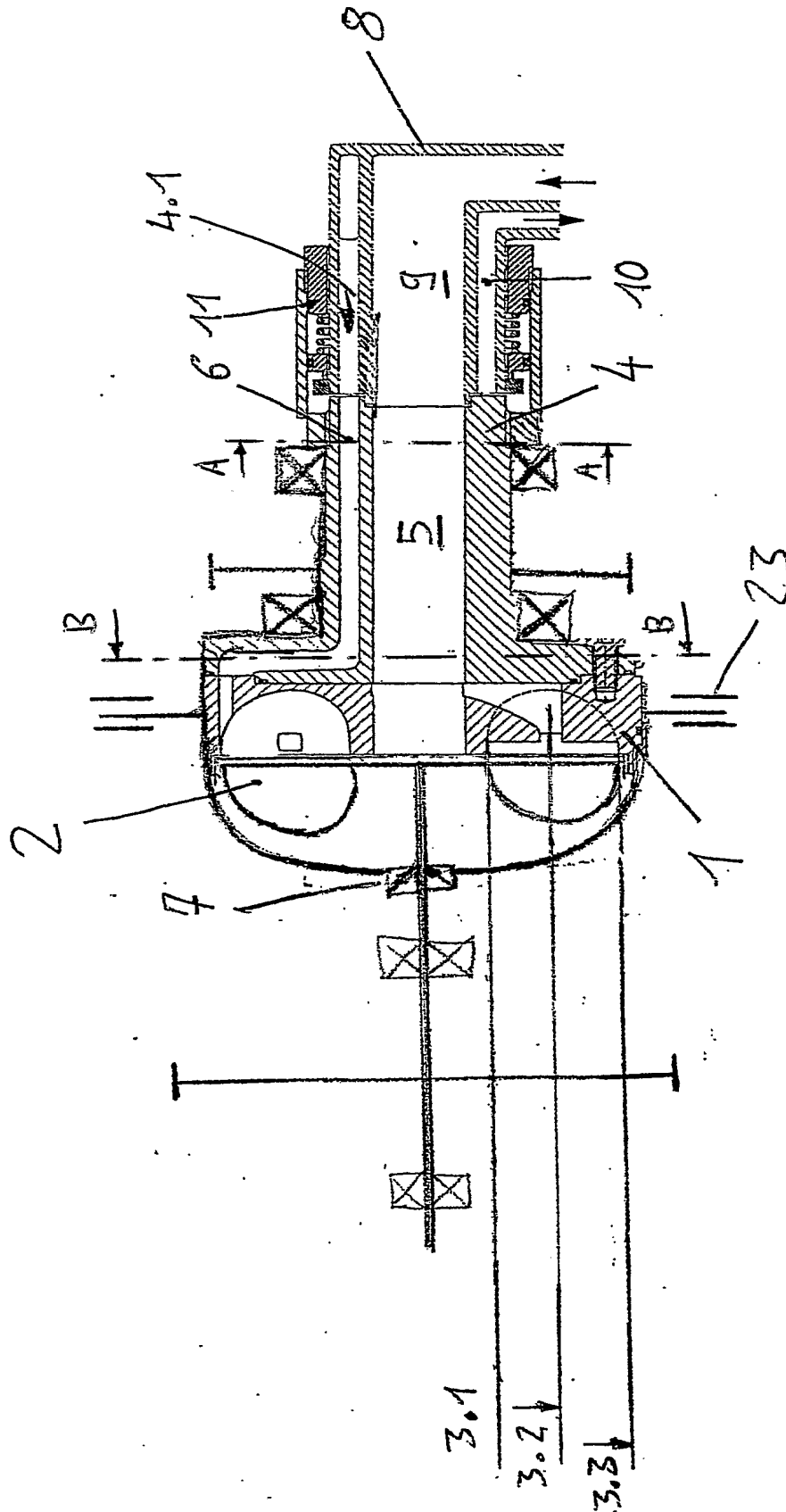
Die Erfindung betrifft eine hydrodynamische Kupplung

- mit einem Primärrad;
- mit einem Sekundärrad;
- das Primärrad und das Sekundärrad bilden miteinander einen torusförmigen Arbeitsraum aus;
- das Primärrad ist auf einer Antriebswelle angeordnet oder integral mit dieser ausgebildet.

Die erfindungsgemäße hydrodynamische Kupplung ist gekennzeichnet durch das folgende Merkmal:

- in der Antriebswelle ist mindestens ein Zufuhrkanal zum Zuführen von Arbeitsmedium in den Arbeitsraum und mindestens ein Abfuhrkanal zum gleichzeitigen Abführen von Arbeitsmedium aus dem Arbeitsraum ausgebildet.

Fig. 1



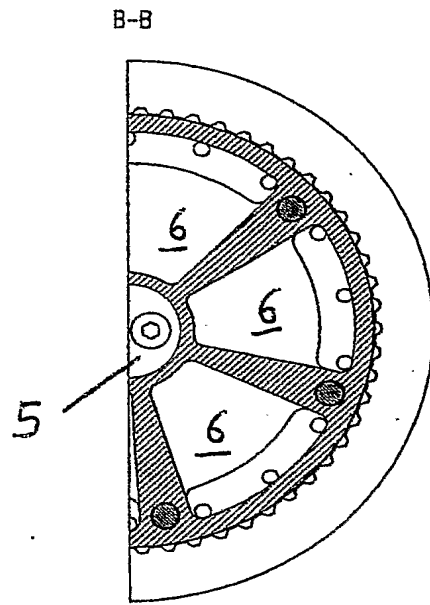


Fig. 2

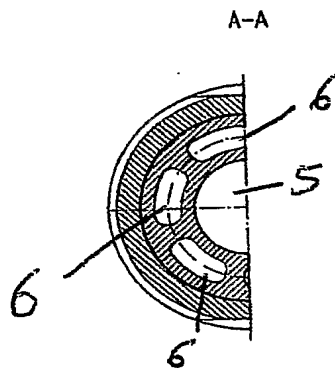


Fig. 3



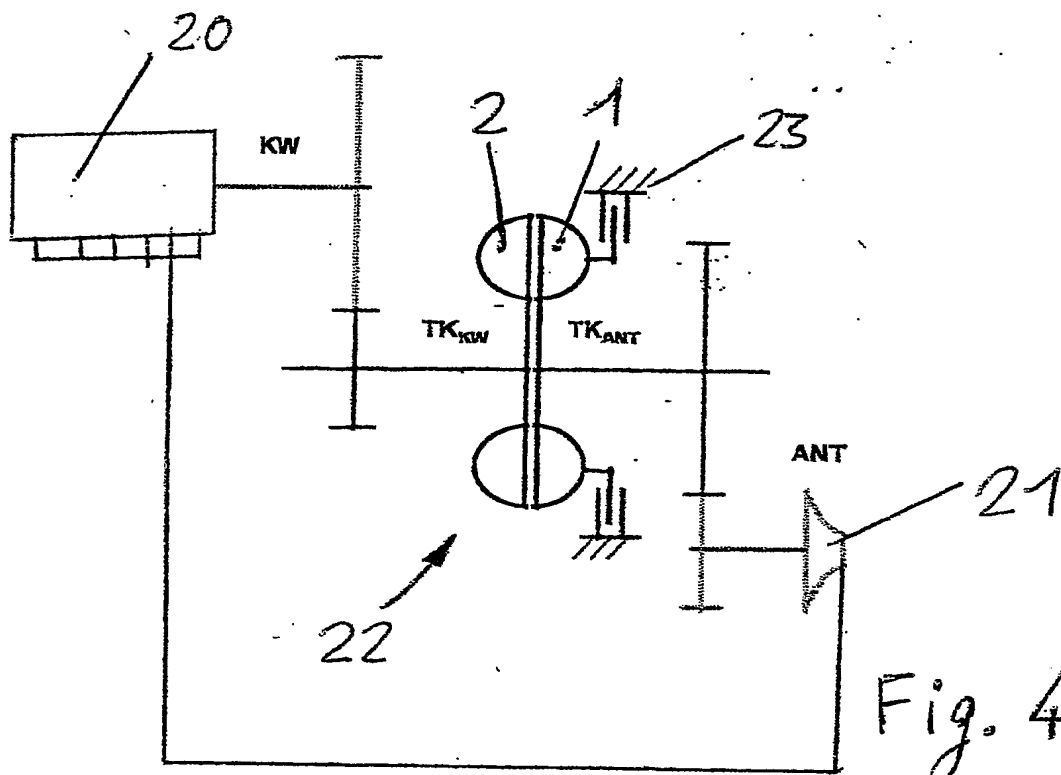


Fig. 4